вызывает сомнение их работоспособность в условиях длительной авторотации.

Высокий уровень контактных напряжений в зубьях шестерен и подшипниках, а также высокая температура масла определяет необходимость применения теплостойких сталей. Такими сталями для шестерен является цементируемая сталь ДИ-39Ш и азотируемая сталь 30Х2Н2ВФМА-Ш, а для подшипников сталь объемной закалки ЭИ-347-Ш. Эти стали хорошо зарекомендовали себя в высоконагруженных редукторах двигателей Д-27 и АИ-450. Дальнейшее повышение стабильности свойств указанных сталей должно быть обеспечено введением вакуумного переплава. В перспективе рассматривается применение более теплостойкой стали с комбинированной химико-термической обработкой (цементация+азотирование), которая отрабатывается в ФГУП "ВИАМ". К перспективным направлениям развития материалов можно отнести внедрение стали ВКС-10, разработанной в ФГУП "ВИАМ" и допускающей рабочие температуры до 400°С, а также подшипниковую сталь разработки УкрНИИспецсталь. Анализ зарубежной информации показывает, что ведущие американские фирмы, например Pratt & Whithey так же начали использовать теплопрочные цементируемые стали EX-53, CBS-600.

Антифрикционные покрытия дают возможность повысить контактную выносливость шестерен и подшипников, а также снизить тепловые потери в редукторе. Подобные покрытия применяют на шестернях вертолетных редукторов фирмы Balsers (США).

Эксплуатация редуктора в течение назначенного ресурса по состоянию, предполагает наличие достаточно информативной системы диагностики. Кроме традиционного магнитного стружкосигнализатора, редуктор будет оснащен системой контроля тренда качества зацепления, разрабатываемой совместно с ФГУП "ЦИАМ". В состав системы входят устанавливаемые в редукторе высокочастотные датчики частоты вращения входного и выходного валов редуктора, а также, высокочастотные вибродатчики. Кроме того, в систему входит анализатор, который позволяет оценивать состояние редуктора по изменению уровней вибраций и кинематической погрешности. Прототип этой системы испытывался при стендовых испытаниях редуктора двигателя ТВ3-117ВМА-СБМ1.

Список литературы: **1.** Авиационные зубчатые передачи и редукторы / *Под редакцией д.т.н. проф. Вулгакова Э. Б.* – М.: Машиностроение, 1981. – 374с. **2**. *Биргер И.А. и др*. Расчет на прочность деталей машин. Справочник. – М.: Машиностроение, 1979. – 702с. **3.** *Вулгаков Э.Б.* Зубчатые передачи с улучшенными свойствами. – М.: Машиностроение, 1974. – 264с. **4.** *Доллежаль В.А*. Редукторы числа оборотов авиационных двигателей. – М.: Оборонгиз, 1945. – 295с. **5**. *Коднир Д. С.* Контактная гидродинамика смазки деталей машин. – М.: Машиностроение, 1976. – 304с. **6**. Производство зубчатых колес. Справочник / *Под редакцией Б.А. Тайца*. – Л.: Машиностроение, 1975. – 727с. **7**. *Рыжов Э.В.* Технологическое обеспечение эксплуатационных свойств деталей машин. – М.: Машиностроение, 1979. – 176с. **8**.*Серенсен С.В.* Несущая способность и расчеты деталей машин на прочность. Справочное пособие. – М.: Машиностроение, 1975. – 448с. **9.** NASA Contractor Report No. 180883 Pratt & Whithey, 1988. **10**. NASA Contractor Report No. 179625 Allison Gas Turbine Div., 1988.

Поступила в редколлегию 28.04.10

УДК 621.833

В.И. КОРОТКИН, к.т.н., зав. лабораторией НИИМ и ПМ им. И.И. Воровича ЮФУ, г. Ростов-на-Дону

КОНЦЕНТРАЦИЯ НАПРЯЖЕНИЙ В КОРНЕ БОЧКООБРАЗНЫХ ЗУБЬЕВ ПРИ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПЕРЕКОСАХ В ЗАЦЕПЛЕНИИ ЦИЛИНДРИЧЕСКИХ ПРЯМОЗУБЫХ ЭВОЛЬВЕНТНЫХ ЗУБЧАТЫХ КОЛЁС

В статье приведены результаты моделирования пространственной контактной задачи в конечно-элементной системе ANSYS применительно к бочкообразным зубьям колёс цилиндрических эвольвентных прямозубых передач. Разработаны удобные для применения в инженерной практике зависимости для определения изгибных напряжений в корне зубьев с учётом перекосов осей колёс.

The paper represents the modeling results of 3D contact problem in finite-element software ANSYS applied to barrel-shaped teeth of wheels of the cylindrical involute spur gearing. There are developed the simple for applications in engineering the dependencies for definition of bending stresses in root of teeth taking into account misalignment of wheel axes.

Известно, что цилиндрические эвольвентные передачи, проектируемые в расчёте на теоретически линейный контакт поверхностей зубьев, весьма чувствительны к таким погрешностям, как непараллельность и перекос осей колёс передачи, погрешность направления линии зуба и т.п., вызывающим торцовый кромочный контакт и повышенные напряжения как контактные в области самой контактной площадки, так и изгибные в основании зубьев, в результате чего снижается нагрузочная способность передачи. Это заставляет вводить расчётные коэффициенты неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий, значения которых могут достигать 2-х и более [1].

С целью ослабления или полного исключения торцового кромочного контакта используют продольную модификацию рабочих поверхностей зубьев (чаще одного из колёс пары), придавая им, например, слегка бочкообразную форму [2]. При наличии технологических погрешностей и деформаций деталей происходит перекатывание поверхностей таких зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца.

Необходимо иметь в виду, что продольная модификация поверхностей влечёт за собой концентрацию напряжений в средней части зубчатого венца. Поэтому параметры модификации должны назначаться такими, чтобы эта концентрация у бочкообразных зубьев не превышала кромочной концентрации напряжений у обычных зубьев, в противном случае продольная модификация бессмысленна.

Следует отметить, что в литературе не приводится практически доступных обоснований параметров продольной модификации (величины отвода поверхностей сопряжённых зубьев, радиусов продольной кривизны и т.д.), отвечающих вышеуказанному критерию. Чаще описываются технологические способы нарезания бочкообразных зубьев, сами же параметры модификации назначаются нередко вслепую, "на глазок", что иногда приводит к результату, противоположному ожидаемому.

Чтобы дать научное обоснование параметров продольной модификации поверхностей зубьев, надо, прежде всего, иметь достаточно достоверные сведения об их напряжённо-деформированном состоянии (НДС).

Ниже рассмотрен вопрос об определении изгибных напряжений в основании бочкообразных зубьев, выполненных на базе стандартного исходного контура по ГОСТ 13755-81 $(\alpha = 20^\circ)$.

Учитывая, что бочкообразные зубья работают в условиях локального контакта (объёмного НДС), структура рабочей формулы расчёта изгибных напряжений σ_F может быть принята аналогичной структуре соответствующей формулы для зубчатых передач Новикова, также работающих в условиях локального контакта [3, 4]:

$$\sigma_F = 2TY_\varepsilon Y_{Vec} Y_{ae} K_F /(m^3 z), \tag{1}$$

где T – передаваемый вращающий момент на зубчатом колесе пары; m – модуль зацепления; z – число зубьев зубчатого колеса; Y_ε – коэффициент, учитывающий влияние перекрытия зубьев, принимаемый по [1]; Y_{Vec} – приведенный объёмный коэффициент формы зуба, представляющий собой приведенное максимальное местное напряжение в основании зуба, вызываемое единичной окружной сосредоточенной силой, приложенной к вершине бесконечно длинного зуба единичного модуля; Y_{ae} – приведенный коэффициент, учитывающий распределение нагрузки вдоль длины бесконечно длинного зуба, или продольную протяжённость площадки контакта; K_F – коэффициент нагрузки.

Рассмотрим подробнее параметры Y_{Vec}, Y_{ae}, K_F.

Приведенный объёмный коэффициент Y_{Vec} формы зуба. Результаты определения коэффициента Y_{Vec} изложены в работе [5]. Термин "приведенный" означает, что в качестве критериальных принимались не растягивающие, а эффективные (эквивалентные, октаэдрические) максимальные напряжения в галтели зуба, что позволяет, как показано в [6], при оценке изгибной прочности использовать допускаемые напряжения, установленные для линейного контакта [1].

Исследование проведено с помощью численного метода в конечноэлементной среде ANSYS. В качестве модели использован прямой зуб, находящийся под действием единичной сосредоточенной окружной силы F_t=1, достаточно удалённой от торцов зуба. Форма, тип и размеры жёсткой заделки

зуба, компенсирующей отброшенную часть обода зубчатого колеса, а также количество элементов сетки разбиения подбирались таким образом, чтобы получаемые при решении плоской задачи (для торцового сечения) коэффициенты Y_{FS} формы зуба минимально отличались от известных [7], полученных методом конформного отображения. Такое тестирование при условии транслирования установленных параметров заделки вдоль длины зуба даёт возможность объективного сопоставления НДС в основании бочкообразных и обычных зубьев в объёмном случае. Дополнительным критерием правильности расчётов служило доказанное в [8] положение о том, что площадь P эпюры растягивающих напряжений зуба вдоль его длины от сосредоточенной силы равна напряжению при плоском изгибе.

Ниже приведены разработанные приближённые формулы (2), (3) для определения приведенного объёмного коэффициента Y_{Vec} в зависимости от z и смещения x^* исходной рейки:

- для области $0 \le x^* \le 1.2$, т.е. положительных значений смещений исходной рейки

$$Y_{Vec} = 0.8 + \frac{1.53}{z} - \frac{1.6\sqrt{\ln z} \cdot (x^*)^{0.613}}{z^{0.925}}; \tag{2}$$

- для области $-0.6 \le x^* \le 0$, т.е. отрицательных значений смещений исходной рейки

$$Y_{Vec} = 0.8 + \frac{1.53}{z} + \frac{160\,|\,x^*\,|^{1.428}}{z^{1.675}}. \tag{3}$$

(Здесь и далее верхней звёздочкой помечены линейные величины, отнесённые к модулю).

Приведенный коэффициент Y_{ae}, учитывающий распределение нагрузки по площадке контакта вдоль длины зуба. При зацеплении пары зубчатых колёс нагрузка распределена по очень узкой, вытянутой вдоль длины бочкообразного зуба условно эллиптической контактной площадке с большой полуосью a_H эллипса.

Если обозначить: σ_{Fed} – приведенное эффективное изгибное напряжение от действия распределённой нагрузки (при условии достаточного удаления площадки контакта от торцов зубьев), σ_{Fec} – то же от действия сосредоточенной силы, то можно записать:

$$\sigma_{Fed} = Y_{ae}\sigma_{Fec}. \tag{4}$$

Ранее [5] было установлено, что эффективное напряжение σ_{Fec} и приведенный объёмный коэффициент Y_{Vec} связаны зависимостью:

$$Y_{Vec} = \sigma_{Fec} m^2 / F_t \,. \tag{5}$$

На основании (4) и (5):

$$Y_{ae} = \sigma_{Fed} / \sigma_{Fec} = \sigma_{Fed} m^2 / (Y_{Vec} F_t) \,. \tag{6}$$

Обозначая безразмерный параметр $Y_{Ved} = \sigma_{Fed} m^2 / F_t$, выражающий приведенное напряжение от единичной распределённой окружной силы при единичном модуле, получим:

$$Y_{ae} = Y_{Ved} / Y_{Vec} \,. \tag{7}$$

При решении контактной задачи выбрана модель, соответствующая действию ножки зуба сопряжённого (парного) зубчатого колеса на вершинную кромку головки исследуемого зуба.

Поскольку ножка зуба парного колеса претерпевает практически только контактные деформации (изгибными можно пренебречь в силу их ничтожности из-за чрезвычайно малого плеча действующей на ножку силы), то для упрощения модели ножка парного зуба заменена упругим индентором с профильным радиусом ρ_2 кривизны эвольвенты ножки в точке контакта. В продольном направлении, т.е. вдоль длины зуба, индентору придана кривизна радиуса ρ_β, что соответствует условию локального контакта бочкообразных зубьев.

Как показали исследования, основное влияние на параметр Y_{ae} оказывает величина a_H^* большой полуоси контактного эллипса, которую можно рассчитывать по Герцу.

Для рассматриваемого случая сильной вытянутости эллипса (эксцентриситет которого близок 1) вдоль длины зуба предложена приближённая формула определения продольной полуоси пятна контакта:

$$a_H = 2.565 \cdot 10^{-2} C_{\alpha\beta}^{-0.038} (F_t \cdot \rho_\beta / \cos\alpha)^{1/3}, \tag{8}$$

где $C_{\alpha\beta}$ – отношение меньшего (профильного) приведенного главного радиуса ρ_α кривизны контактирующих поверхностей к большему (продольному) приведенному главному радиусу ρ_β в точке контакта.

В таблице 1 приведены результаты численного определения параметра Y_{Ved} и искомого параметра $Y_{ae} = f(a_H^*)$ при m =1мм, ρ_2^*=4, длине зуба b_w^*=16…20, x^*=0 для различных значений z. Значения Y_{Vec} взяты из работы [5].

Помимо a_H^* при моделировании исследовалось влияние на коэффици-

ент Y_{ae} таких параметров, как m, F_t, z, x^*, ρ_2, ρ_β. При этом установлено следующее.

Таблица1 – Результаты расчёта параметра Y_{ae} при m =1мм, ρ_2^* =4, b_w^*=16…20, x^* =0

№ п/п	Исходные данные				Результаты расчёта		
	z	ρ_β, мм	F_t, Н	a_H^*	Y_{Vec}	Y_{Ved}	Y_{ae}
1	17	800	1	**0.304**	0.885	0.846	**0.956**
2		4000		**0.553**		0.837	**0.946**
3		10000		**0.778**		0.824	**0.931**
4		4000	100	**2.57**		0.588	**0.664**
5		800	1000	**3.04**		0.521	**0.589**
6		10000	100	**3.61**		0.476	**0.538**
7		4000	1000	**5.53**		0.338	**0.382**
8	20	800	1	**0.304**	0.875	0.828	**0.946**
9		10000		**0.777**		0.805	**0.920**
10		800	1000	**3.04**		0.496	**0.567**
11		4000		**5.53**		0.313	**0.358**
12	25	800	1	**0.303**	0.868	0.804	**0.926**
13		10000		**0.775**		0.780	**0.899**
14		800	1000	**3.03**		0.479	**0.552**
15		4000		**5.51**		0.302	**0.348**
16	30	800	1	**0.303**	0.856	0.793	**0.926**
17		10000		**0.774**		0.767	**0.896**
18		4000	100	**2.55**		0.531	**0.620**
19		800	1000	**3.03**		0.469	**0.548**
20		10000	100	**3.59**		0.426	**0.498**
21		4000	1000	**5.50**		0.295	**0.344**
22	60	800	1	**0.301**	0.819	0.763	**0.932**
23		4000		**0.547**		0.748	**0.913**
24			100	**2.54**		0.508	**0.620**
25		800	1000	**3.01**		0.448	**0.547**
26		10000	100	**3.57**		0.407	**0.497**
27		4000	1000	**5.47**		0.284	**0.347**
28	100	4000	1000	**5.45**	0.810	0.278	**0.343**
29	150	800	1	**0.299**	0.800	0.746	**0.933**
30		4000		**0.544**		0.732	**0.915**
31		10000		**0.765**		0.718	**0.898**
32		800	1000	**2.99**		0.439	**0.549**
33		10000	100	**3.55**		0.397	**0.496**
34		4000	1000	**5.44**		0.277	**0.346**
35	200	800	1	**0.299**	0.798	0.744	**0.932**

1) При изменении силы F_t и модуля m (и, соответственно, пропорциональных модулю параметров x, ρ_2 и ρ_β) таким образом, что отношение

F_t / m^2 остаётся неизменным, величина a_H^* и, следовательно, коэффициент Y_{ae} также не изменяются.

2) Параметр x^* практически не оказывает влияния на Y_{ae}.

3) Параметры z и ρ_2 оказывают незначительное влияние на Y_{ae}, причём число зубьев это влияние оказывает только в диапазоне z =17…30.

Обработка результатов моделирования позволила вывести следующую приближённую аппроксимационную формулу:

$$Y_{ae} = 1 - 0.97(\rho_\alpha^*)^{0.038}\left[\frac{0.12(a^*)^2}{1+0.21a^* + 0.12(a^*)^2} + 0.0031(z-17)\right], \qquad (9)$$
$$17 \le z \le 30.$$

При $z < 17$ следует в (9) подставлять $z = 17$, а при $z > 30$ – подставлять $z = 30$.

Коэффициент K_F нагрузки. Следуя стандартной методологии [1], коэффициент нагрузки можно представить в виде:

$$K_F = K_A K_{Fv} K_{F\alpha} K_{F\beta}, \qquad (10)$$

где K_A – коэффициент учёта внешней динамической нагрузки; K_{Fv} – коэффициент учёта внутренней динамической нагрузки; $K_{F\alpha}$ – коэффициент учёта распределения нагрузки между зубьями; $K_{F\beta}$ – коэффициент учёта неравномерности распределения нагрузки по длине контактных линий.

Что касается коэффициентов K_A, $K_{F\alpha}$ и K_{Fv}, то их определение в первом приближении может быть выполнено по [1], т.е. как для передач с обычными зубьями. При этом логично предположить, что при таком подходе напряжения для передач с бочкообразными зубьями окажутся несколько завышенными, т.к. реальные значения коэффициентов $K_{F\alpha}$ и K_{Fv} для них будут заведомо ниже значений соответствующих коэффициентов для передач с обычными зубьями. Подобное предположение основано на том, что, во-первых, контактная жёсткость бочкообразных зубьев в силу локального характера контакта ниже, чем обычных и, во-вторых, торцы бочкообразных зубьев, в отличие от обычных, не претерпевают резких кромочных ударов при пересопряжениях.

Определение же коэффициента $K_{F\beta}$ для бочкообразных зубьев по сравнению с его определением для обычных зубьев имеет свою специфику, поскольку продольная модификация поверхностей как раз и предназначена для снижения торцовой концентрации нагрузки, и, следовательно, коэффициента $K_{F\beta}$.

Рассмотрим этот вопрос подробнее.

Выше указывалось, что при наличии различных перекосов в зацеплении происходит перекатывание поверхностей бочкообразных зубьев в продольном направлении с перемещением контактной площадки в сторону одного из торцов зубчатого венца. Это означает, что точка первоначального контакта переместится на некоторую величину S от середины зубчатого венца к его торцу:

$$S = \gamma_\Sigma \cdot \rho_\beta. \qquad (11)$$

Здесь суммарный угол γ_Σ может быть представлен как

$$\gamma_\Sigma = \gamma_m + \gamma_\partial, \qquad (12)$$

где γ_m – угол перекоса, вызываемый технологическими погрешностями изготовления и сборки зубчатой пары; γ_∂ – угол перекоса, вызываемый деформациями деталей под нагрузкой и определяемый при известной конструкции привода методами, изложенными, например, в [2], или в проектных расчётах ориентировочно принимаемый в диапазоне (0.0005…0.002)рад [2].

Угол γ_m зависит от степени точности зубчатых колёс по номам контакта [9], он носит вероятностный характер и в соответствии с [2] и [4] может быть вычислен по зависимости:

$$\gamma_m = \eta\sqrt{F_{\beta 1}^2 + F_{\beta 2}^2 + (f_x \sin\alpha)^2 + (f_y \cos\alpha)^2}\,/(K_c b_w), \qquad (13)$$

где $F_{\beta 1,2}$ – допуск на направление зуба (здесь и далее нижний индекс "1" относится к ведущей шестерне, индекс "2" – к ведомому колесу); f_x – допуск непараллельности осей передачи; f_y – допуск на перекос осей передачи; K_c – коэффициент, зависящий от закона распределения погрешностей, при нормальном распределении K_c=3; η – коэффициент, зависящий от принятой "степени риска", при рекомендуемой "степени риска" 3% он равен η=2.17 [4].

Учитывая, что, согласно [9], $F_{\beta 1} = F_{\beta 2} = F_\beta = f_x, f_y = 0.5F_\beta, \alpha = 20^\circ$, получим на основании (13) простую расчётную формулу:

$$\gamma_m = 1.1F_\beta / b_w. \qquad (14)$$

Моделирование контактной задачи при $S \ne 0$ в широком диапазоне геометрических параметров передач показало, что на величину максимального эффективного напряжения определяющее влияние оказывают, в основном два фактора: отношение a_H / b_w и, разумеется, угол γ_Σ (т.е. смещение S). Что касается других параметров ($m, F_t, z, x^*, \rho_2 \ , \rho_\beta$), то их влияние на НДС практически такое же, как и рассмотренное выше.

Выбор отношения a_H / b_w (и, следовательно, a_H) достаточно произволен, однако необходимо помнить, что помимо вычисления изгибных должны контролироваться и контактные напряжения на площадке контакта. (Вопрос о контактных напряжениях в данной работе не рассматривается, являясь предметом отдельных исследований).

Выбрав из тех или иных соображений отношение a_H / b_w и определив требуемое значение a_H, находят из формулы (8) необходимый продольный радиус ρ_β, при котором под действием заданного усилия F_t должна обеспечиваться величина a_H:

$$\rho_\beta^* = 1.806 \cdot 10^4 (a_H^*)^{2.69} (\rho_\alpha^*)^{0.103} (F_t / m^2)^{-0.897}. \quad (15)$$

Попутно отметим, что, зная ρ_β, легко определить величину Δ торцового отвода поверхностей зубьев (называемую иногда степенью бочкообразности), необходимую для наладки зубообрабатывающего станка:

$$\Delta = b_w^2 / (8\rho_\beta). \quad (16)$$

В результате моделирования получены искомые коэффициенты $K_{F\beta}$ как отношение напряжения σ_{Feds} при перекосах к напряжению σ_{Fed} без перекосов, или как отношение соответствующих безразмерных коэффициентов:

$$K_{F\beta} = \sigma_{Feds} / \sigma_{Fed} = Y_{Veds} / Y_{Ved}. \quad (17)$$

Моделирование осуществлялось при $b_w^* = 20$. Для распространения полученных результатов на любое значение b_w^*, введен нормированный параметр

$$t = 20S^* / b_w^*. \quad (18)$$

Ниже приведена итоговая расчётная таблица 2 для определения $K_{F\beta} = f(a_H / b_w, t)$.

Интересно отметить, что при $a_H / b_w \le 0.3$ значения $K_{F\beta}$ равны 1 или близки к 1 даже при средних значениях t=5, а при $a_H / b_w > 0.3$ значения $K_{F\beta}$ начинают заметно превышать 1 уже при малых t = 1. Последнее объясняется тем, что при значительных a_H / b_w на НДС начинают влиять оба торца даже при t=0. Во избежание существенного влияния торцов на НДС зубьев, рекомендуется ограничивать $t \le 9$ и $a_H / b_w \le 0.5$.

Таблица 2 – Определение коэффициента $K_{F\beta}$ в зависимости от a_H / b_w и t

a_H / b_w=0.1	t	3	5	6	7	8	9
	$K_{F\beta}$	**1.00**	**1.00**	**1.01**	**1.07**	**1.20**	**1.43**
a_H / b_w=0.2	t	1	2	4	6	8	9
	$K_{F\beta}$	**1.00**	**1.00**	**1.00**	**1.09**	**1.29**	**1.44**
a_H / b_w=0.25	t	1.7	3.5	5	6	7.5	9
	$K_{F\beta}$	**1.00**	**1.02**	**1.06**	**1.13**	**1.27**	**1.43**
a_H / b_w=0.3	t	1.3	2.7	4	6	8	9
	$K_{F\beta}$	**1.00**	**1.02**	**1.07**	**1.18**	**1.36**	**1.45**
a_H / b_w=0.4	t	1	3	5	7	8	9
	$K_{F\beta}$	**1.09**	**1.14**	**1.24**	**1.37**	**1.45**	**1.52**
a_H / b_w=0.5	t	1	3	5	7	8	9
	$K_{F\beta}$	**1.25**	**1.29**	**1.36**	**1.47**	**1.53**	**1.59**

Выполненное исследование позволяет с помощью формул (2), (3), (9), (15), и таблицы 2 определять изгибные напряжения в основании бочкообразных зубьев колёс прямозубых цилиндрических эвольвентных передач при наличии различных перекосов в зацеплении.

Пример расчёта. Пусть требуется определить изгибное напряжение в основании бочкообразных зубьев ведущей шестерни цилиндрических эвольвентных прямозубых передач по следующим исходным данным: m=5мм, z_1=20, z_2=60, b_w=80мм, x_1^*=0.4, x_2^*=–0.4, T_2=2400 Н·м (на ведомом колесе), зубчатые колёса изготовлены на основе исходного контура по ГОСТ 13755-81 ($\alpha = 20^\circ$) и имеют 9-ю степень точности по нормам контакта [9].

Согласно [1] принимаем: $Y_\varepsilon = 1, K_A = 1, K_{F\alpha} = 1, K_{Fv} = 1$, а по рекомендациям [2] принимаем угол γ_∂ равным 0.0007 рад. Тогда формула (1) примет вид:

$$\sigma_{F1} = 2000 T_2 (Y_{Veds})_1 / (m^3 z_2),$$

где $(Y_{Veds})_1 = Y_{Vec1} Y_{ae1} K_{F\beta 1}$.

1. По (2) находим:
$$Y_{Vec1} = 0.8 + 1.53/20 - 1.6\sqrt{\ln 20} \cdot 0.4^{0.613} / 20^{0.925} = 0.778.$$
2. Пользуясь известными [10] формулами, определяем, что профильный приведенный главный радиус кривизны в контакте вершины шестерни z_1=20 с ножкой колеса z_2=60 равен $(\rho_\alpha^*)_1$=3.41.
3. Задаёмся отношением a_{H1} / b_w=0.3, a_{H1}=24мм, a_{H1}^*=4.8. По (9) находим:

$$Y_{ae1} = 1 - 0.97 \cdot 3.41^{0.038}\left[\frac{0.12 \cdot 4.8^2}{1 + 0.21 \cdot 4.8 + 0.12 \cdot 4.8^2} + 0.0031(20 - 17)\right] = 0.402 .$$

4. Согласно [9] $F_\beta = 0.040$ мм, тогда на основании (14) и (12) имеем

$$\gamma_\Sigma = 1.1 \cdot 0.04/80+0.0007=0.00125\text{рад.}$$

5. Определяем окружную силу

$$F_t = 2000T_2/(mz_2) = 2000 \cdot 2400/(5 \cdot 60)=16000\text{Н.}$$

Тогда фактор F_t / m^2=16000/25=640МПа.

6. По (15) находим продольный приведенный главный радиус кривизны:

$$\rho_\beta^* = 1.806 \cdot 10^4 \cdot 4.8^{2.69} \cdot 3.41^{0.103} \cdot 640^{-0.897} = 4236 .$$

7. По (11) и (18) определяем S^*=0.00125·4236=5.3, t=5.3·20/16=6.62.
8. По таблице 2 с помощью линейной интерполяции для t=6.62 и a_{H1}/b_w=0.3 определяем $K_{F\beta 1}$=1.24.
9. Теперь: $(Y_{Veds})_1 = 0.778 \cdot 0.402 \cdot 1.24 = 0.388$.
10. Искомое изгибное напряжение в основании зуба шестерни:

$$\sigma_{F1} = 2000 \cdot 2400 \cdot 0.388/(5^3 \cdot 60) = 248 \text{ МПа.}$$

11. По (16) определяем величину Δ торцового отвода поверхностей зубьев, необходимую для наладки зубообрабатывающего станка:

$$\Delta = 80^2/(8 \cdot 5 \cdot 4236) = 0.038 \text{ мм.}$$

Работа выполнена при финансовой поддержке гранта РФФИ 10-08-00031.

Список литературы: **1.** *ГОСТ 21354-87.* Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные. Расчет на прочность. – М.: Изд-во стандартов, 1988. – 125с. **2.***Часовников Л.Д.* Передачи зацеплением (зубчатые и червячные). 2-е изд. перераб. и доп. – М.: Машиностроение, 1969. – 486с. **3.** Передачи зубчатые Новикова с твердостью поверхностей зубьев НВ ≥ 350. Расчет на прочность. Методические рекомендации МР 221-86. – М.: ВНИИНМАШ, 1987. – 86с. **4.** *Короткин В.И., Онишков Н.П., Харитонов Ю.Д.* Зубчатые передачи Новикова. Достижения и развитие. – М.: Машиностроение-1, 2007. – 384с. **5.***Короткин В.И., Колосова Е.М., Сухов Д.Ю.* Коэффициент формы зуба при расчёте на изломную прочность цилиндрических эвольвентных зубчатых колёс, работающих в условиях локального контакта // Изв. вузов. Сев.-Кав. Регион. Технические науки. – 2009. – №5. – С.78–84. **6.** *Яковлев А.С.* К оценке напряжённости материала зубьев передач с зацеплением Новикова // Изв. вузов. Машиностроение. – 1985. – №6. – С.13–16. **7.** *Устиненко В.Л.* Напряжённое состояние зубьев цилиндрических прямозубых колёс. – М.: Машиностроение, 1972. – 92с. **8.** *Яковлев А.С.* К определению напряжений изгиба в зубьях цилиндрических передач методом граничных конечных элементов // Машиноведение. – 1982. – №2. – С.89–94. **9.** *ГОСТ 1643-81.* Передачи зубчатые цилиндрические. Допуски. – М.: Изд-во стандартов, 1981. – 69с. **10.** *ГОСТ 16532-70.* Передачи зубчатые цилиндрические эвольвентные внешнего зацепления. Расчёт геометрии. – М.: Изд-во стандартов, 1971. – 4с.

Поступила в редколлегию 05.04.10

УДК 621.81 (075.8)

Л.В. КУРМАЗ, к.т.н., проф. каф. деталей машин и ПМ НТУ "ХПИ", г Харьков

T-FLEX PARAMETRIC CAD И ТРЕХМЕРНОЕ МОДЕЛИРОВАНИЕ В ДЕТАЛЯХ МАШИН

Представлено деякі результати застосування програми T-FLEX parametric CAD до тривимірного конструювання деталей машин – шківів, зірочок, зубчастих коліс. Виконано приклад конструювання шківа пасової передачі.

Some results of application of the program T-FLEX parametric CAD to three-dimensional constructing of details of machines – cones, asterisks, cog-wheels are submitted. The example of constructing of a cone of belt transmission is executed.

Постановка проблемы. В настоящее время все более широко используется трехмерное конструирование в конструкторских бюро, а также в студенческой практике конструирования. Особый интерес вызывает трехмерное конструирование с параметризацией ряда параметров конструкции, что позволяет расширить область использования разработанной конструкции шкивов, звездочек, колес на ряд этих же деталей, но с измененными параметрами.

Анализ литературы. T-FLEX parametric CAD – система автоматизированного конструирования, которая позволяет высокую степень изменения содержания чертежа при постоянстве конструкционного решения, заложенного конструктором [1].

Под параметризацией понимаем многократное использование технического чертежа с возможностью изменения его параметров. Теоретически все последние CAD-системы, SOLID-WORKS, КОМПАС декларируют о возможности параметризации чертежей. Но разработанные ранее, до появления концепции параметризации, эти системы базируются на внутренней организации данных, которая не наилучшим способом соответствует параметризации и приводит к малоэффективным или ограниченным решениям.

От конструктора, работающего с T-FLEX CAD, не требуются специальных знаний из области программирования. Параметры чертежа могут быть изменяемые или задаваемые в соответствии с представленными зависимостями. Их определение может быть выполнено в начале или во время процесса конструирования, получено из других чертежей или баз данных, что увеличивает возможности модификации рисунка до бесконечности.

Созданные трехмерные параметрические модели конструкции легко модифицируются. При параметрическом изменении двухмерных моделей чертежа автоматически изменяются параметры трехмерной модели и наоборот.

Используемая теория и алгоритмы простые и доступные для пользователя без специальной подготовки.